

*Vladimir F. Semenjuk,  
ScD, Professor;*

*Valery N. Lingur,  
assistant professor;  
Odessa national Polytechnic University*

## Influence of Friction on the Efficiency of Springs-ball Buffer Device of Bridge Cranes

**Key words:** *ball transmission mechanism, power-capacity, factor of power-capacity of buffer device.*

**Annotation:** *We consider the construction of spring-ball buffer device. Calculated schemes and calculated dependence of the buffer device for determining energy and coefficient absorption of the buffer device. Estimate Influence of friction on the absorption coefficient of the kinetic energy of the crane.*

### **Постановка научной проблемы**

Одним из основных направлений совершенствования современных конструкций мостовых кранов является повышение безопасности их эксплуатации.

В процессе выполнения подъемно-транспортных операций краны подвержены различным видам нагрузок:

- статическим, от веса поднимаемого груза и собственного веса;
- динамическим, возникающим при пуско-тормозных режимах;
- ударным от соударений движущихся кранов с другими кранами или технологическим оборудованием (1).

Данная работа посвящена изучению ударных нагрузок возникающих при соударении мостовых кранов с препятствием в виде другого крана или тупикового упора, установленного в конце подкранового пути.

Актуальность проблема связана с тем, что такие соударения с препятствиями негативно влияют на металлоконструкцию крана и могут привести к существенным деформациям, вплоть до потери прочности и устойчивости. Возникновение ударных нагрузок при транспортировании грузов, может привести к его неконтролируемому раскачиванию, обрыву канатов и как следствие к авариям.

### **Анализ исследований**

Процесс наезда кранов мостового типа на тупиковые упоры остается малоизученным и не имеет четко сформулированных критериев оценки. Анализ публикаций не дает возможности сделать однозначный вывод о характере нагрузки металлоконструкции крана и тупиковых упоров. В работе (2) отмечено, что в настоящее время у проектировщиков и производителей кранов мостового типа нет

единого подхода к оценке влияния отдельных силовых факторов на характер динамического нагружения. Такими факторами являются максимальная скорость наезда крана на тупиковые упоры, высота расположения груза, возможность его раскачивания в продольном и поперечном направлениях, инерционные характеристики элементов привода и другие. При этом были проанализированы требования нормативной документации по проектированию и эксплуатации кранов в таких странах как Германия, США, Австралия, ЮАР и другие.

По этим причинам, при создании современных конструкций кранов мостового типа, на первый план выходит задача создания компактных предохранительных устройств ударного действия, с высокими энергоемкостью и коэффициентом поглощения кинетической энергии, надежными в работе, не подверженными изменяющимся условиям окружающей среды. Наличие такого перечня характеристик и обеспечивает высокий уровень безопасности работы мостовых кранов. При этом такие устройства должны иметь возможность устанавливаться как на самих кранах, как буферные устройства, так и в качестве тупиковых упоров (3).

Производители мостовых кранов, (фирма «DEMAG» (4)), как правило, применяют резиновые буферные устройства или устройства на основе полиуретановых эластомеров.

Достаточно широко, в кранах мостового типа, используются гидравлические буферы (5,6,7), которые способны поглотить до 100% кинетической энергии движущегося крана.

Следует отметить, что, имея высокие показатели по отдельным техническим характеристикам, не были найдены оптимальные конструктивные решения ни по одному из типов буферных устройств, которые обеспечивают высокий уровень безопасности для мостовых кранов.

### **Цель и задачи исследования**

Целью настоящей работы является анализ влияния конструктивных параметров пружинно-шарикового буферного устройства на эффективность его работы с учетом трения между подвижными деталями передаточного механизма буфера.

### **Основной материал исследования**

Для повышения надежности работы мостовых кранов и их грузовых тележек предлагается пружинно-шариковое буферное устройство (рисунок 1).

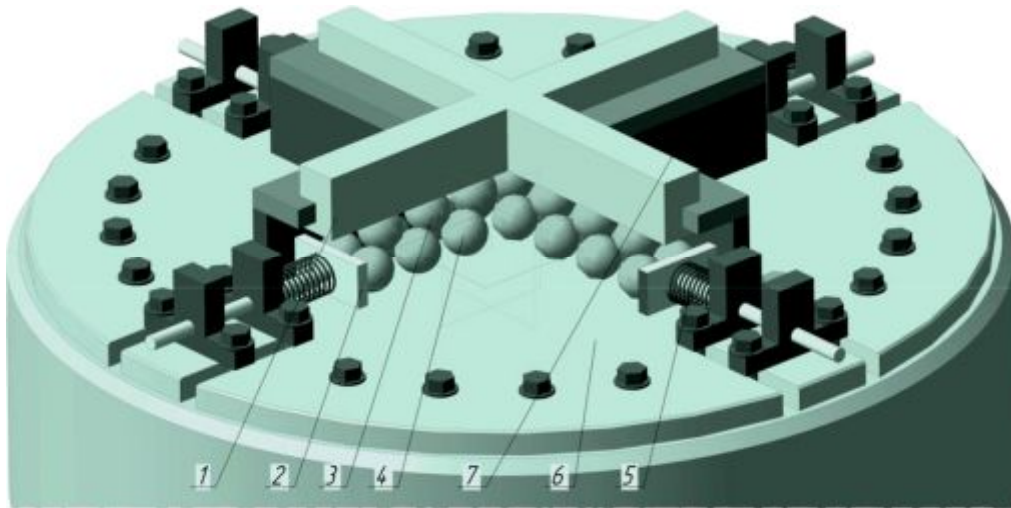


Рисунок 1. Схема пружинно-шарикового буферного устройства  
 1 – ползун, 2 – упор, 3 – верхние шарики, 4 – нижние шарики, 5 – пружина, 6 – корпус, 7 – боковые направляющие

Основой такого буферного устройства является шариковый передаточный механизм (8), который состоит из последовательно расположенных комплектов шариков (рисунок 2), при этом каждый комплект имеет один верхний шарик 1, установленный между четырьмя нижними шариками 2. Все шарики имеют одинаковый диаметр. Крайние комплекты шариков поджаты пружинами. Характерной особенностью этого механизма есть то, что сила пружин, которые поджимают крайние комплекты шариков тем меньше, чем больше последовательно расположенных комплектов шариков. Для формирования комплектов могут использоваться шарики, используемые при изготовлении подшипников.

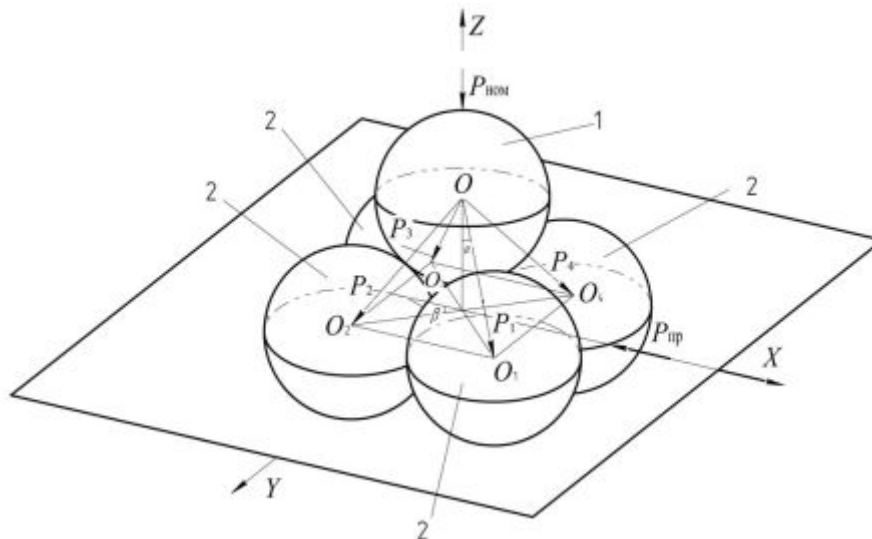


Рисунок 2. Комплект шариков передаточного механизма

Буферное устройство пружинно-шарикового типа работает следующим образом. При подходе крана или грузовой тележки к этому устройству соответствующий элемент металлоконструкции крана нажимает на ползун 1 (рисунок 1), который в свою очередь нажимает на шариковый передаточный механизм. Шарики передаточного

механизма начинают двигаться, сжимая пружины 5. При этом кинетическая энергия движущегося крана преобразуется в потенциальную энергию сжатых пружин. После снятия нагрузки на буферное устройство шарики под действием пружин возвращаются в начальное положение.

Важной особенностью работы такой конструкции является то, что передача силового потока и смещение элементов, шариков и пружин, в основном происходит в направлении перпендикулярном входной силе. Такая работа конструкции обеспечивает максимальную компактность пружинно-шарикового буферного устройства, в сравнении, с пружинными, пружинно-фрикционными и даже гидравлическими буферными устройствами.

Расчетная схема для определения силовых факторов, которые действуют на шарики передаточного механизма, на примере одного из шариков нижнего ряда представлена на рисунке 3.

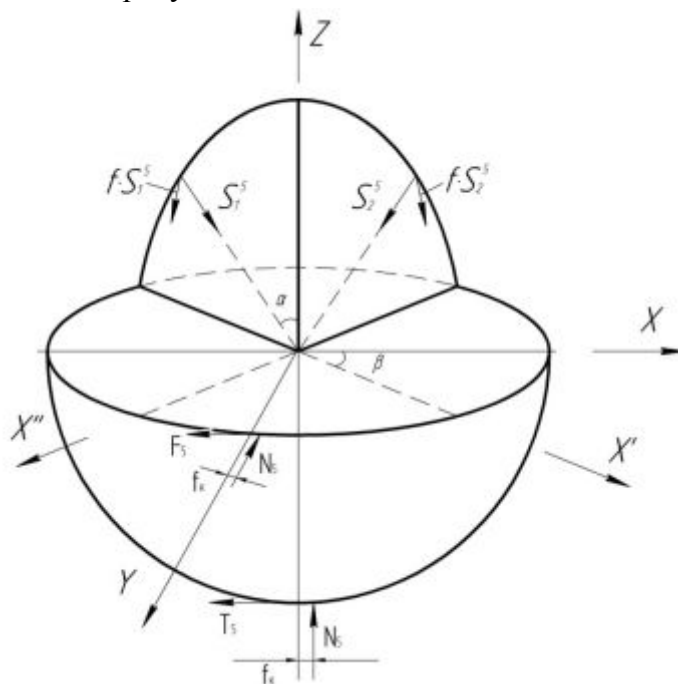


Рисунок 3. Расчетная схема шарика нижнего ряда

Эффективность работы буферных устройств оценивают по двум критериям: энергоемкости  $E_б$  – количеству энергии, которую буферное устройство может накопить, и коэффициенту поглощения  $\kappa_n$  – отношению поглощенной энергии к энергоемкости.

Для определения энергоемкости и коэффициента поглощения, воспользуемся методикой определения зависимости между силой, которая действует со стороны крана  $P_{ном}$  и силой пружин буферного устройства  $P_{пр}$ , приведенной в работе (8).

При этом рассматриваем два этапа работы буферного устройства: срабатывание, которое характеризуется силой  $P_{ном}^c$  и восстановление начального положения –  $P_{ном}^6$ .

$$P_{np}^c = \frac{P_{ном}^c}{2n} \frac{(1 + \cos \alpha) \cos \beta (\sin \alpha - f \cos \alpha) - \sin \alpha (\cos \alpha + f \sin \alpha)}{(\cos \alpha + f \sin \alpha)(f_1 + 1)},$$

(1)

$$P_{np}^s = \frac{P_{ном}^s}{2n} \frac{(1 + \cos \alpha) \cos \beta (\sin \alpha + f \cos \alpha) - \sin \alpha (\cos \alpha - f \sin \alpha)}{(\cos \alpha - f \sin \alpha)(1 - f_1)},$$

(2)

где  $f$  – коэффициент трения скольжения между шариками;  $f_1$  – коэффициент трения скольжения между шариками и упорами;  $\alpha$  – угол контакта между шариками одного комплекта;  $\beta$  – угол между секущими плоскостями, в которых расположены силы взаимодействия шариков верхнего и нижнего рядов одного комплекта и осью  $X$ , вдоль которой действует сила  $P_{np}$ ,  $n$  – число комплектов шариков.

Зависимости (1) и (2) получены с допущениями, что коэффициент трения качения между верхними шариками и ползуном, между нижними шариками и днищем корпуса, а также коэффициент трения скольжения между нижними шариками и боковыми направляющими равны нулю.

Если же учесть все эти типы трений, то зависимости примут вид:

$$P_{np}^{ср\text{аб}} = \frac{P_{ном}}{2} P_{ном} \frac{1 - \left(\frac{A}{B}\right)^2}{1 - \left(\frac{A}{B}\right)^n} \frac{1}{(\cos \alpha + f \sin \alpha)} \left\{ \frac{A}{f_1(r - f_k) + r} \frac{\left(1 + \frac{A}{B}\right)^{n-2}}{\left(1 + \frac{B}{A}\right)^{n-1}} - f_1 \frac{\sin \alpha \sin \beta}{4\sqrt{1 - \sin^2 \alpha (1 - \cos^2 \beta)}} \left[ \sum_{n=1}^{n-1} \frac{A^{2n-1}}{B} + \frac{A^{2n-1}}{B} \left( \frac{1}{1 + \frac{A}{B}} \right) \right] \right\},$$

(3)

$$P_{np}^{в\text{осм}} = \frac{P_{ном}}{2} \frac{1 - \left(\frac{A_1}{B_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{A_1}{B_1}\right)^n} \frac{B_1}{(\cos \alpha - f \sin \alpha) [f_1(r + f_k) - r]} \frac{1}{\left(1 + \frac{A_1}{B_1}\right)} + f_1 \frac{P_{ном}}{4n} \frac{\sin \alpha \sin \beta}{(\cos \alpha - f \sin \alpha) \sqrt{1 - \sin^2 \alpha (1 - \cos^2 \beta)}} \left[ \frac{1}{1 + \frac{A_1}{B_1}} + \sum_{n=2}^n \frac{A_1^{2n-3}}{B_1} \right].$$

(4)

где  $A = b \sin \alpha - (a + f_k) \cos \alpha - (a + f_k) f \sin \alpha - f b \cos \alpha$ ,

$B = b \sin \alpha - (a - f_k) \cos \alpha - f \sin \alpha (a - f_k) - f b \cos \alpha$ ,

$A_1 = b \sin \alpha \cos \beta + f b \cos \alpha \cos \beta + f(a + f_k) \sin \alpha - (a + f_k) \cos \alpha$ ,

$B_1 = b \sin \alpha \cos \beta + f b \cos \alpha \cos \beta + f(a - f_k) \sin \alpha - (a - f_k) \cos \alpha$ ,

$a = r \sin \alpha$ ,  $b = r(1 + \cos \alpha)$ ,

$f_k$  - коэффициент трения качения шариков по ползуну и днищу корпуса,

$r$  - радиус шариков.

Используя зависимости (1-4) после соответствующих преобразований найдём выражения для определения энергоёмкости  $E_{\sigma}$  и коэффициента поглощения  $\kappa_n$  буферного устройства с передаточным механизмом шарикового типа для двух вариантов:

1) без учета трения качения шариков верхнего ряда по поверхности ползуна, шариков нижнего ряда по днищу и трения скольжения шариков нижнего ряда о боковые направляющие:

$$E_{\sigma} = \frac{2nc(x_2\beta_2 + x_1\beta_1)}{2}(x_2 - x_1), \quad (5)$$

$$\kappa_n = \frac{(x_2\beta_2 + x_1\beta_1) - (x_2\gamma_1 + x_1\gamma_2)}{x_2\beta_2 + x_1\beta_1}, \quad (6)$$

где  $\beta_1 = \frac{(\cos\alpha_1 + f \sin\alpha_1)(f_1 + 1)}{(1 + \cos\alpha_1)\cos\beta_1(\sin\alpha_1 - f \cos\alpha_1) - \sin\alpha_1(\cos\alpha_1 + f \sin\alpha_1)}, \quad (7)$

$$\beta_2 = \frac{(\cos\alpha_2 + f \sin\alpha_2)(f_1 + 1)}{(1 + \cos\alpha_2)\cos\beta_2(\sin\alpha_2 - f \cos\alpha_2) - \sin\alpha_2(\cos\alpha_2 + f \sin\alpha_2)}, \quad (8)$$

$$\gamma_1 = \frac{(\cos\alpha_2 - f \sin\alpha_2)(1 - f_1)}{(1 + \cos\alpha_2)\cos\beta_2(\sin\alpha_2 + f \cos\alpha_2) - \sin\alpha_2(\cos\alpha_2 - f \sin\alpha_2)}, \quad (9)$$

$$\gamma_2 = \frac{(\cos\alpha_1 - f \sin\alpha_1)(1 - f_1)}{(1 + \cos\alpha_1)\cos\beta_1(\sin\alpha_1 + f \cos\alpha_1) - \sin\alpha_1(\cos\alpha_1 - f \sin\alpha_1)}, \quad (10)$$

$x_1$  и  $x_2$  - начальное и конечное перемещение шариков верхнего слоя;

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  - начальный и конечный углы контакта между шариками верхнего и нижнего рядов;

$c$  - жёсткость пружины;

2) с учетом всех вышеуказанных типов трения:

$$E'_{\sigma} = \frac{2nc(x_2\beta'_2 + x_1\beta'_1)}{2}(x_2 - x_1); \quad (11)$$

$$\kappa'_n = \frac{(x_2\beta'_2 + x_1\beta'_1) - (x_2\gamma'_1 + x_1\gamma'_2)}{x_2\beta'_2 + x_1\beta'_1}, \quad (12)$$

где  $\beta'_1 = \frac{1 - \left(\frac{A}{B}\right)^2}{2 \left[1 - \left(\frac{A}{B}\right)^n\right]} \frac{1}{(\cos\alpha_1 + f \sin\alpha_1)} \left\{ \frac{A}{f_1(r - f_k) + r} \frac{\left(1 + \frac{A}{B}\right)^{n-2}}{\left(1 + \frac{B}{A}\right)^{n-1}} \right\}$

$$(13) \quad -f_1 \frac{\sin \alpha_1 \sin \beta_1}{4\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_1 (1 - \cos^2 \beta_1)}} \left[ \sum_{n=1}^{n-1} \frac{A^{2n-1}}{B} + \frac{A^{2n-1}}{B} \left( \frac{1}{1 + \frac{A}{B}} \right) \right]$$

$$\beta_2' = \frac{1 - \left(\frac{A}{B}\right)^2}{2 \left[1 - \left(\frac{A}{B}\right)^n\right]} \frac{1}{(\cos \alpha_2 + f \sin \alpha_2)} \left\{ \frac{A}{f_1(r - f_k) + r} \frac{\left(1 + \frac{A}{B}\right)^{n-2}}{\left(1 + \frac{B}{A}\right)^{n-1}} - \right. \\ \left. - f_1 \frac{\sin \alpha_2 \sin \beta_2}{4\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_2 (1 - \cos^2 \beta_2)}} \left[ \sum_{n=1}^{n-1} \frac{A^{2n-1}}{B} + \frac{A^{2n-1}}{B} \left( \frac{1}{1 + \frac{A}{B}} \right) \right] \right\}; \quad (14)$$

$$\gamma_1' = \frac{1 - \left(\frac{A_1}{B_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{A_1}{B_1}\right)^n} \frac{B_1}{(\cos \alpha_2 - f \sin \alpha_2)[f_1(r + f_k) - r]} \frac{1}{\left(1 + \frac{A_1}{B_1}\right)} + \\ + \frac{f_1}{4n} \frac{\sin \alpha_2 \sin \beta_2}{(\cos \alpha_2 - f \sin \alpha_2)\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_2 (1 - \cos^2 \beta_2)}} \left[ \frac{1}{1 + \frac{A_1}{B_1}} + \sum_{n=2}^n \frac{A_1^{2n-3}}{B_1} \right]. \quad (15)$$

$$\gamma_2' = \frac{1 - \left(\frac{A_1}{B_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{A_1}{B_1}\right)^n} \frac{B_1}{(\cos \alpha_1 - f \sin \alpha_1)[f_1(r + f_k) - r]} \frac{1}{\left(1 + \frac{A_1}{B_1}\right)} + \\ + \frac{f_1}{4n} \frac{\sin \alpha_1 \sin \beta_1}{(\cos \alpha_1 - f \sin \alpha_1)\sqrt{1 - \sin^2 \alpha_1 (1 - \cos^2 \beta_1)}} \left[ \frac{1}{1 + \frac{A_1}{B_1}} + \sum_{n=2}^n \frac{A_1^{2n-3}}{B_1} \right]; \quad (16)$$

На рисунке 4 изображен график зависимости энергоемкости буферного устройства с передаточным механизмом шарикового типа при изменении текущего угла  $\alpha_2$ , образующегося при перекачивании шариков нижнего ряда, построенный по выражениям (5) и (11). График показывает, что в начальный момент движения, при углах  $\alpha_2=45...50^\circ$ , энергоемкость изменяется фактически одинаково. При больших углах, трение качения и трение скольжения шариков начинают влиять существенно, достигая максимальных значений при  $\alpha_2=70...75^\circ$ .

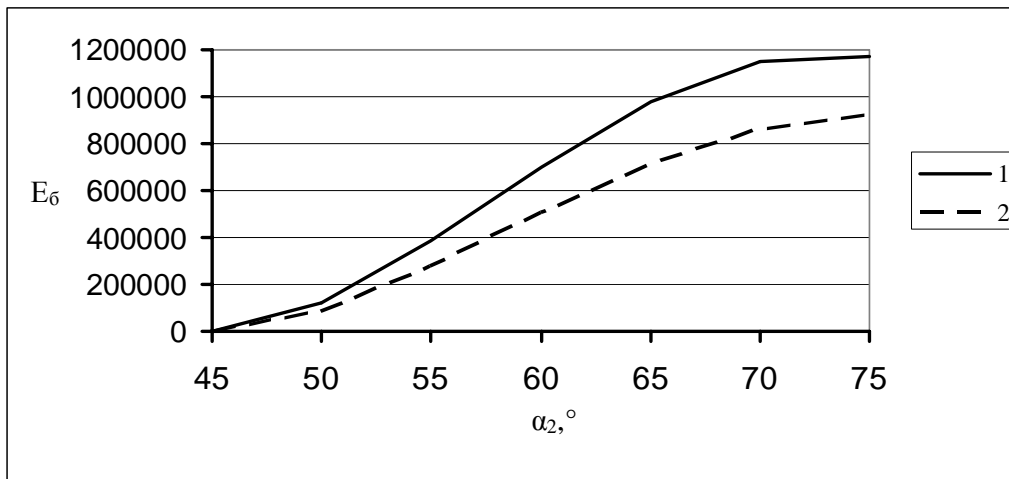


Рисунок 4. График зависимости энергоемкости буфера от угла  $\alpha_2$  (1 – с учетом сил трения качения и скольжения, 2 – без учета этих сил)

На рисунке 5 представлен график зависимости коэффициента поглощения буфера  $\kappa_n$  с передаточным механизмом шарикового типа для различных значений угла контакта  $\alpha_2$ , построенный по выражениям (6) и (12), при этом принято  $f=0,1$ ,  $f_l=0,15$ ,  $f_k=0,015$ мм. Динамика поглощения энергии обеих кривых фактически идентична на ранних углах перемещения  $\alpha_2=50\dots60^\circ$ , разница коэффициентов поглощения по абсолютной величине составляет  $0,064\dots0,058$ , для углов  $\alpha_2=65\dots75^\circ$  она уменьшается до величин  $0,055\dots0,043$ .

Из графика (рис. 5) видно, что поглощение энергии в пружинно-шариковом буферном устройстве осуществляется в основном за счет переменного передаточного числа, реализуемого конструкцией шарикового передаточного механизма. При этом, трение, возникающее при перемещении подвижных частей этого механизма, позволяет увеличить коэффициент поглощения буферного устройства с передаточным механизмом шарикового типа на 10 % и более. Таким образом, действие двух факторов: переменного передаточного числа буферного устройства и трения скольжения и трения качения между сопряженными поверхностями деталей этого буфера, обеспечивает практически полное поглощение кинетической энергии движущегося крана либо грузовой тележки.

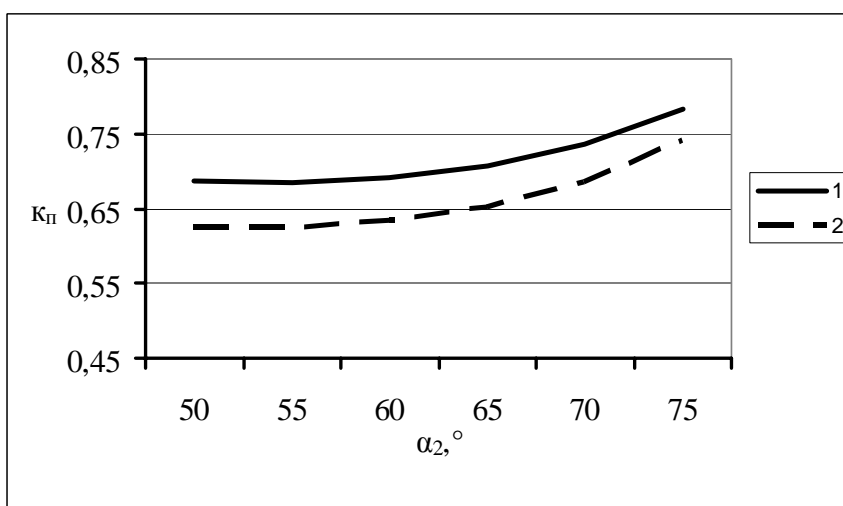




Рисунок 5. График зависимости коэффициента поглощения  $k_{\text{п}}$  от угла  $\alpha_2$   
(1 – с учетом сил трения качения и скольжения, 2 – без учета этих сил)

#### **Выводы:**

1. Буферное устройство пружинно-шарикового типа обладает большой энергоемкостью, которая при прочих равных условиях зависит от числа комплектов шариков.

2. Кинетическая энергия движущегося крана поглощается пружинно-шариковым буферным устройством в основном за счет переменного передаточного числа, реализуемого передаточным механизмом этого буфера.

3. Трение между подвижными деталями пружинно-шарикового буферного устройства увеличивает коэффициент поглощения кинетической энергии движущегося крана на 10 % и более.

4. Пружинно-шариковое буферное устройство имеет небольшие габариты в направлении движения крана, что позволяет увеличить рабочее перемещение крана.

5. Пружинно-шариковое буферное устройство с учетом трения между сопряженными поверхностями деталей этого буфера может обеспечить практически полное поглощение кинетической энергии движущегося крана.

#### **References:**

1. Nikitin KD, Smolin AYu. *Bridge metallurgical cranes*. Krasnoyarsk. 2005; 200.
2. Haas TN. *Numerical (FEA) Evaluation of Crane End Buffer Impact Forces*, Doctorate degree dissertation. University of Stellenbosch. 2007; 243.
3. Haas TN, Mainoon P, Dunaiski PE. *Estimation of the maximum end buffer impact force for a given level of reliability: Journal of the South African Institution of Civil Engineering*, 2012; 63
4. [Internet] Available from: Mode of access: [www.demag.com](http://www.demag.com).
5. Taylor DP. *Design and selection criteria for the hydraulic crane buffer: A.I.E.S. Rolling mill conference*, 1978; 28
6. Kit PG. *Hydraulic Bumpers for the Protection of Buildings. Design and Construction of Mill Buildings*. 1996.
7. Haas TN. *Numerical Evaluation (FEA) of End Stop Impact Forces for a Crane Fitted with Hydraulic Buffers*. Stellenbosch. 2010.
8. Semeniuk VF, Lingur VN. *Specific features of the ball transmission mechanism: Odes'kyi Politechniyi Universytet PRATSI*, 2012. Iss. 2 (39); 55-60.